

สมรรถนะของเครื่องสูบบแบบหอยโข่งในระบบที่มีเฮดสถิต

Performance of Centrifugal Pump in System with Static Head

สมชาติ ฉันทศิริวรรณ^{1*}

¹ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต อ. คลองหลวง จ. ปทุมธานี 12121

*ติดต่อ: somchart@engr.tu.ac.th, โทร 025643001-9, โทรสาร 025643010

บทคัดย่อ

เครื่องสูบบแบบหอยโข่งอาจต้องทำงานในระบบที่แตกต่างกับระบบที่ออกแบบไว้ซึ่งอาจทำให้อัตราการไหลของเครื่องสูบบสูงเกินไป การลดอัตราการไหลโดยใช้วาล์วปีกผีเสื้อเป็นวิธีที่สิ้นเปลืองพลังงาน ดังนั้นจึงมีคำแนะนำให้ใช้วิธีปรับลดความเร็วรอบเครื่องสูบบหรือเลือกใช้ใบพัดที่มีขนาดเล็กลง วิศวกรส่วนใหญ่เคยชินกับการใช้กฎความคล้าย (Affinity laws) ในการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องสูบบเมื่อมีการเปลี่ยนความเร็วรอบหรือขนาดของใบพัด แต่กฎความคล้ายจะให้ผลลัพธ์ที่ไม่ถูกต้องถ้ามีเฮดสถิตในระบบการไหล บทความนี้นำเสนอวิธีวิเคราะห์ระบบดังกล่าวซึ่งนำไปสู่สูตรคำนวณกำลังงานของเครื่องสูบบที่ถูกต้อง สูตรที่ได้เป็นฟังก์ชันของอัตราการไหลและเฮดสถิตและมีพารามิเตอร์ 3 ตัวซึ่งขึ้นกับลักษณะเฉพาะของเครื่องสูบบ

คำหลัก: กฎความคล้าย, การควบคุมความเร็ว, การลดขนาดใบพัด

Abstract

A centrifugal pump may have to operate in a system that differs from the designed one, which may result in a flow rate that is too high. Reducing the flow rate by using a throttle valve is a method that wastes energy. Therefore, it is recommended that variable-speed control or impeller trimming should be used instead. Most engineers are accustomed to using the affinity laws in analyzing the performance of a centrifugal pump at an arbitrary speed or with an arbitrary impeller size. However, the affinity laws yield incorrect results when there is static head in the pumping system. This paper presents a method for analyzing such a system, which leads to a correct formula for determining pump power. The formula expresses power as a function of flow rate and static head, and consists of 3 parameters that depend on pump characteristics.

Keywords: affinity laws, variable-speed control, impeller trimming.

1. บทนำ

เครื่องสูบบแบบหอยโข่งเป็นอุปกรณ์ที่มีการใช้งานอย่างแพร่หลายในภาคอุตสาหกรรม ดังนั้นการใช้งานเครื่องสูบบอย่างมีประสิทธิภาพจึงเป็นปัจจัยสำคัญในการลดการใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรม โดยทั่วไปเครื่องสูบบที่เลือกใช้ในระบบการไหลมักมีขนาดใหญ่เกินกว่าความจำเป็น ซึ่งส่งผลให้อัตราการไหลในระบบสูงกว่าความจำเป็น วิธีลดอัตราการไหลที่นิยมใช้คือ การติดตั้งวาล์วปีกผีเสื้อ (throttle valve) ในระบบ แต่ปรับอัตราการไหลด้วยวิธีนี้เป็นวิธีที่มีประสิทธิภาพเชิงพลังงานต่ำ

การเพิ่มประสิทธิภาพเชิงพลังงานอาจกระทำได้โดยการควบคุมความเร็วรอบของเครื่องสูบบ (variable-speed control) และการลดขนาดใบพัดของเครื่องสูบบ (impeller trim-ming) กฎความคล้ายของเครื่องสูบบ (affinity laws) ระบุว่า การเปลี่ยนความเร็วรอบ (N) ส่งผลต่ออัตราการไหล (Q) และกำลังงาน (P) ของเครื่องสูบบดังนี้

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (1)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (2)$$

นอกจากนี้ กฎความคล้ายยังระบุว่า การเปลี่ยนขนาดใบพัด (D) ส่งผลต่ออัตราการไหล (Q) และกำลังงาน (P) ของเครื่องสูบลดดังนี้

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (3)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (4)$$

ในการศึกษาเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบลดที่วางจำหน่ายในท้องตลาด พบว่าสมการ (1) และ (2) ใช้ได้กับเครื่องสูบลดทุกเครื่อง [1] แต่สมการ (3) และ (4) ใช้ได้กับเครื่องสูบลดบางเครื่องเท่านั้น [2] โดยต้องเปลี่ยนค่ากำลังในสมการทั้งสองในเครื่องสูบลดอื่น

เป็นที่ทราบกันดีว่า การใช้กฎความคล้ายคำนวณพลังงานที่ประหยัดได้จากการปรับความเร็วรอบหรือการลดขนาดใบพัดจะให้ผลลัพธ์ที่เกินความเป็นจริงถ้ามีเฮดสถิต (sta-tic head) ในระบบ ดังนั้นสมการ (1) – (4) จึงไม่อาจใช้ได้ในกรณีดังกล่าว การคำนวณกำลังงานของเครื่องสูบลดเมื่อความเร็วรอบหรือขนาดใบพัดเปลี่ยนแปลงไปจากค่าที่ออกแบบไว้จึงต้องอาศัยการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องสูบลดในระบบที่มีเฮดสถิต Chantasiriwan [3] นำเสนอการคำนวณกำลังงานของเครื่องสูบลดที่ปรับความเร็วรอบได้ในระบบที่มีเฮดสถิต และแสดงให้เห็นว่าผลการวิเคราะห์นำไปสู่การสร้างแผนภูมิที่สามารถใช้คำนวณกำลังงานของเครื่องเมื่อทราบข้อมูลที่เพียงพอเกี่ยวกับเครื่องสูบลดและระบบการไหล

บทความนี้เป็นการศึกษาต่อยอดจากบทความของ Chantasiriwan [3] โดยมีวัตถุประสงค์ที่จะพัฒนาสูตรที่สามารถใช้คำนวณกำลังงานของเครื่องสูบลดที่ปรับความเร็วรอบได้ในระบบที่มีเฮดสถิต และเนื่องจากความคล้ายกันระหว่างสมการ (1) – (2) กับสมการ (3) – (4) สูตรที่ได้จึงใช้ได้กับการเปลี่ยนขนาดใบพัดของเครื่องสูบลด

2. แบบจำลองเครื่องสูบลด

แบบจำลองของเครื่องสูบลดแบบหอยโข่งในที่นี้เหมือนกับที่นำเสนอโดย Chantasiriwan [3] กล่าวคือฟังก์ชันของเฮด (H) เป็นฟังก์ชันกำลังสองของอัตราการไหลและฟังก์ชันของประสิทธิภาพ (η) เป็นฟังก์ชันกำลังสาม ดังนี้

$$H = \frac{H_m(Q_0 - Q)(Q_0 + Q - 2Q_m)}{(Q_0 - Q_m)^2} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{\eta_d Q(Q_0 - Q)(2Q_d Q - Q_0 Q + 2Q_d Q_0 - 3Q_d^2)}{Q_d^2(Q_0 - Q)^2} \quad (6)$$

โดยที่ η_d คือประสิทธิภาพสูงสุด, H_d คือ ค่าเฮดที่ออกแบบไว้, Q_d คือ ค่าอัตราการไหลที่ออกแบบไว้, Q_0 คือ อัตราการไหลสูงสุด, H_m คือ ค่าเฮดสูงสุด และ Q_m คือ อัตราการไหลเมื่อ เฮดมีค่าสูงสุดในบรรดาพารามิเตอร์ทั้ง 6 ค่านี้ มีเพียง 5 พารามิเตอร์เป็นค่าอิสระ Q_0 ขึ้นกับพารามิเตอร์อื่น ดังนี้

$$Q_0 = (Q_d - Q_m) \sqrt{\frac{H_m}{H_m - H_d}} + Q_m \quad (7)$$

สมการ (5) และ (6) อาจเขียนในรูปของตัวแปรไร้มิติกำหนดให้ $q = Q/Q_d$ และ $h = H/H_d$ สมการไร้มิติที่ได้คือ

$$h = \frac{h_m(q_0 - q)(q_0 + q - 2q_m)}{(q_0 - q_m)^2} \quad (8)$$

$$\eta = \frac{\eta_d q(q_0 - q)(2q - q_0 q + 2q_0 - 3)}{(q_0 - 1)^2} \quad (9)$$

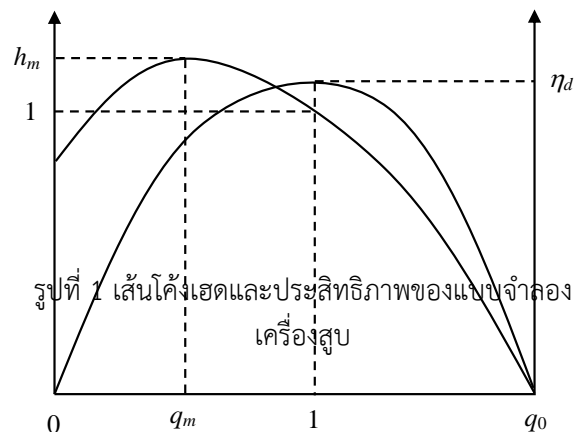
เมื่อได้ค่า q , h และ η แล้ว ก็สามารถคำนวณกำลังงานได้จาก

$$P = \frac{h_m(q_0 + q - 2q_m)(q_0 - 1)^2}{(2q - q_0 q + 2q_0 - 3)(1 - q_m)^2} \quad (10)$$

โดยที่ $p = P/P_d$ และ

$$P_d = \frac{\rho g Q_d H_d}{\eta_d} \quad (11)$$

รูปที่ 1 แสดงเส้นโค้งเฮดและเส้นโค้งประสิทธิภาพตามสมการ (8) และ (9)



ในกรณีที่ความเร็วรอบของเครื่องสูบลูกต่างกับค่าที่ออกแบบไว้ (N_d) หรือขนาดของใบพัดแตกต่างกับค่าที่ออกแบบไว้ (D_d) ตัวแปร q , h และ p ในสมการ (8) – (10) จะต้องเป็น $q' = q/(nd)$, $h' = h/(nd)^2$ และ $p' = p/(nd)^3$ โดยที่ $n = N/N_d$ และ $d = D/D_d$

$$h' = \frac{h_m(q_0 - q')(q_0 + q' - 2q_m)}{(q_0 - q_m)^2} \quad (12)$$

$$\eta = \frac{\eta_d q'(q_0 - q')(2q' - q_0 q' + 2q_0 - 3)}{(q_0 - 1)^2} \quad (13)$$

$$p' = \frac{h_m(q_0 + q' - 2q_m)(q_0 - 1)^2}{(2q' - q_0 q' + 2q_0 - 3)(1 - q_m)^2} \quad (14)$$

3. การคำนวณกำลังงานเครื่องสูบลูก

ระบบการไหลโดยทั่วไปมีความต้านทานการไหลซึ่งแปรผันตามอัตราการไหลยกกำลังสอง ดังนั้น

$$H = KQ^2 + H_s \quad (15)$$

โดยที่ H_s คือ เฮดสถิต ค่าคงที่ K หาได้จากเงื่อนไขที่ว่า เส้นโค้งระบบผ่านจุดออกแบบ (Q_d, H_d)

$$K = \frac{(H_d - H_s)}{Q_d^2} \quad (16)$$

สมการเส้นโค้งระบบในรูปของตัวแปรไร้มิติจึงกลายเป็น

$$h = (1 - h_s)q^2 + h_s \quad (17)$$

จุดทำงานของเครื่องสูบลูกเป็นจุดตัดของเส้นโค้งเครื่องสูบลูกหรือสมการ (12) กับเส้นโค้งระบบหรือสมการ (17) ในกรณีที่ขนาดใบพัดไม่เปลี่ยนจากค่าที่ออกแบบ แต่ความเร็วรอบเปลี่ยนจาก N_d เป็น N อัตราการไหลที่ความเร็วรอบใหม่หาได้จาก

$$\frac{h_m(q_0 n - q)(q_0 n + q - 2q_m n)}{(q_0 - q_m)^2} = (1 - h_s)q^2 + h_s \quad (18)$$

ส่วนในกรณีที่ความเร็วรอบไม่เปลี่ยนจากค่าที่ออกแบบ แต่ขนาดใบพัดเปลี่ยนจาก D_d เป็น D อัตราการไหลที่ความเร็วรอบใหม่หาได้จาก

$$\frac{h_m(q_0 d - q)(q_0 d + q - 2q_m d)}{(q_0 - q_m)^2} = (1 - h_s)q^2 + h_s \quad (19)$$

ค่า q ที่ได้จากสมการ (18) หรือ (19) ใช้หาค่า p จากสมการ (14) ผลการคำนวณสามารถเขียนเป็นกราฟ

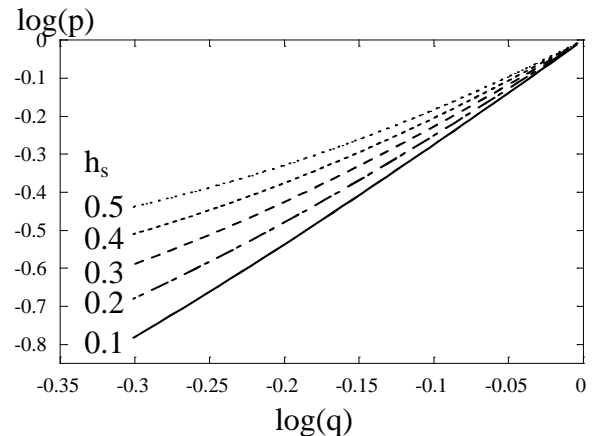
ระหว่าง p กับ q เพื่อหาความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันระหว่างตัวแปรทั้งสองได้

เมื่อพิจารณาสมการ (1) และ (2) จะได้ข้อสรุปว่า กฎความคล้ายของเครื่องสูบลูกให้ความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันระหว่างกำลังงานกับอัตราการไหลดังนี้

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3 \quad (20)$$

แต่ในระบบที่มีเฮดสถิต สมการ (20) ไม่ถูกต้อง และกำลังของอัตราส่วนอัตราการไหลจะต้องถูกแทนที่ด้วยฟังก์ชันที่ขึ้นกับ h_s , h_m และ q_m รูป แบบของฟังก์ชันนี้ได้จากกราฟระหว่าง $\log(p)$ กับ $\log(q)$ รูปที่ 2 แสดง กราฟดังกล่าวสำหรับกรณีที่ $q_m = 0.3$ และ $h_m = 1.4$ เห็นได้ว่าเส้นโค้งในรูปที่ 2 เป็นเส้นโค้งของฟังก์ชัน กำลังสองซึ่งทำให้ความสัมพันธ์เชิง ฟังก์ชันระหว่าง $\log(p)$ กับ $\log(q)$ ในกรณีที่ q_m และ h_m มีค่าคงที่เป็นดังนี้

$$\log(p) = 3\log(q) - \alpha_1 h_s \log(q) + \alpha_2 h_s [\log(q)]^2 - \alpha_3 h_s^2 [\log(q)]^2 \quad (21)$$



รูปที่ 2 เส้นโค้งการเปลี่ยนแปลงของ $\log(p)$ ตาม $\log(q)$ ในกรณีที่ค่า $q_m = 0.3$ และ $h_m = 1.4$

เป็นที่น่าสังเกตว่า มีพารามิเตอร์อิสระเพียงสามตัวในสมการ (19) ได้แก่ h_s , h_m และ q_m พารามิเตอร์ตัวแรกเกี่ยวข้องกับระบบการไหล พารามิเตอร์สองตัวหลังเกี่ยวข้องกับลักษณะเฉพาะของเครื่องสูบลูก ดังนั้น α_1 , α_2 และ α_3 ในสมการ (21) จึงเป็นฟังก์ชันของ h_m และ q_m ถึงแม้ว่าจะเป็นไปได้ที่จะกำหนดฟังก์ชันนี้จากข้อมูลที่ได้จากการคำนวณโดยใช้ h_m และ q_m หลายค่า การเขียน α_1 , α_2 และ α_3 เป็นฟังก์ชันของ h_m และ q_m จะทำให้สมการ (21) มีความซับซ้อนเกินไปและไม่สะดวกกับการ

ใช้งาน ดังนั้นเพื่อให้การใช้สมการ (21) ง่ายขึ้น จึงควรสร้างตารางที่แสดงค่า α_1 , α_2 และ α_3 ในช่วงของค่า h_m และ q_m ที่เหมาะสม จากการสำรวจเครื่องสูบลหลายยี่ห้อและหลายรุ่นที่วางจำหน่าย พบว่า h_m มีค่าอยู่ระหว่าง 1.1 กับ 1.6 และ q_m มีค่าอยู่ระหว่าง 0.0 กับ 0.5 ตารางที่ 1, 2 และ 3 แสดงค่า α_1 , α_2 และ α_3 ในช่วงของค่า h_m และ q_m ดังกล่าว

ตารางที่ 1 ค่าของ α_1 ในสมการ (21)

q_m	h_m					
	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
0.0	1.954	1.954	1.954	1.949	1.944	1.935
0.1	1.954	1.954	1.952	1.947	1.935	1.923
0.2	1.953	1.952	1.948	1.939	1.924	1.904
0.3	1.953	1.949	1.942	1.926	1.902	1.872
0.4	1.952	1.944	1.929	1.902	1.863	1.813
0.5	1.949	1.934	1.901	1.849	1.780	1.696

ตารางที่ 2 ค่าของ α_2 ในสมการ (21)

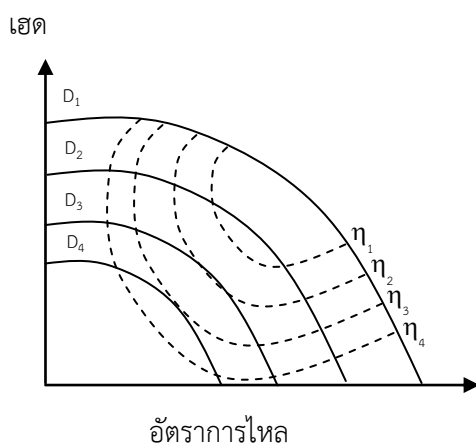
q_m	h_m					
	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
0.0	7.812	7.711	7.723	7.792	7.902	8.030
0.1	7.795	7.718	7.761	7.874	8.015	8.169
0.2	7.778	7.741	7.833	7.991	8.165	8.347
0.3	7.776	7.793	7.952	8.159	8.397	8.563
0.4	7.772	7.888	8.136	8.407	8.636	8.804
0.5	7.817	8.077	8.428	8.729	8.913	8.940

ตารางที่ 3 ค่าของ α_3 ในสมการ (21)

q_m	h_m					
	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
0.0	8.982	8.910	8.894	8.860	8.796	8.660
0.1	8.966	8.896	8.867	8.823	8.694	8.473
0.2	8.942	8.885	8.841	8.735	8.491	8.112
0.3	8.933	8.867	8.780	8.539	8.094	7.407
0.4	8.885	8.814	8.600	8.092	7.212	5.950
0.5	8.858	8.683	8.100	6.919	5.073	2.517

4. ตัวอย่างการคำนวณ

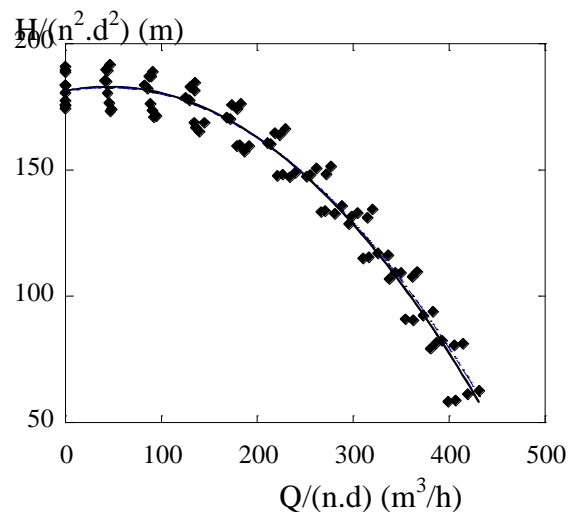
สมการ (21) สามารถใช้หาค่ากำลังงานของเครื่องสูบลที่ปรับความเร็วรอบได้ถ้าทราบ h_m และ q_m แต่ผู้ผลิตเครื่องสูบลไม่ได้ให้สองค่านี้ แต่ให้เส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบลซึ่งประกอบด้วยเส้นโค้งเฮดสำหรับเครื่องสูบลที่มีใบพัดขนาดต่าง ๆ และเส้นโค้งประสิทธิภาพพวงที่ ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 เส้นโค้งสมรรถนะของผู้ผลิตเครื่องสูบล

ผู้ผลิตเครื่องสูบลมักให้เส้นโค้งสองชุดสำหรับความเร็วรอบปกติของเครื่องสูบลซึ่งมีค่าเท่ากับ 2900 rpm และ 3500 rpm สำหรับมอเตอร์ที่ใช้ไฟฟ้ากระแสสลับ 50 Hz และ 60 Hz ตามลำดับ ผู้ผลิตหลายรายอนุญาตให้บุคคลทั่วไปสามารถดาวน์โหลดเส้นโค้งสมรรถนะได้ที่เว็บไซต์หนึ่งในจำนวนนั้นคือ Bell & Gossett (<http://www.bellgosset.com>) ในที่นี้จะพิจารณาเครื่องสูบลรุ่น 4x6x10M HSC เพื่อทดสอบการใช้สมการ (21) เนื่องจาก Chantasiriwan [2] ระบุว่า สมการ (3) และ (4) ใช้ได้กับเครื่องสูบลรุ่นนี้ เส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบลให้ค่า $h_m = 1.238$ และ $q_m = 0.173$ เมื่อนำค่าพารามิเตอร์นี้ไปเขียนเส้นโค้งสมรรถนะเปรียบเทียบกับจุดข้อมูลที่ดึงมาจากเส้นโค้งสมรรถนะของผู้ผลิต จะได้ผลตามที่แสดงในรูปที่ 4 และ 5

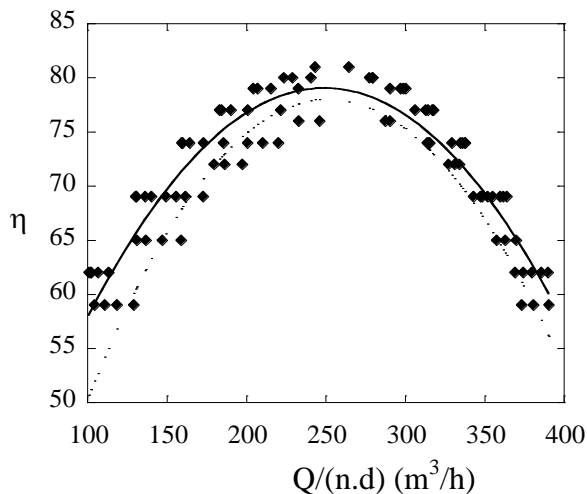
ผลการคำนวณกำลังงานของเครื่องสูบลในระบบที่มีค่า $h_s = 0.4$ ในการเดินเครื่องเพื่อให้อัตราการไหลลดลงครึ่งหนึ่งจากอัตราการไหลที่ออกแบบไว้ ($q = 0.5$) คือ $\alpha_1 = 1.951$, $\alpha_2 = 7.764$ และ $\alpha_3 = 8.873$ เมื่อแทนค่าพารามิเตอร์นี้ในสมการ (21) พบว่า $p = 0.305$ และเนื่องจาก $P_d = 129.5$ kW ค่ากำลังงานของ เครื่องสูบล $P = 39.5$ kW เมื่อเปรียบ เทียบกับสมการ (20) ซึ่งให้ค่า $P = 16.2$ kW จะเห็นว่ามีความแตกต่างกันอย่างมาก



รูปที่ 4 เปรียบเทียบเส้นโค้งเฮดจากสมการ (12) (เส้นทึบ) กับเส้นโค้งเฮดของผู้ผลิตเครื่องสูบล (จุดข้อมูล)

5. สรุป

บทความนี้นำเสนอการวิเคราะห์การทำงานของเครื่องสูบน้ำที่ปรับความเร็วรอบได้หรือเปลี่ยนขนาดใบพัดได้ในระบบที่มีเสถียรภาพ ในระบบดังกล่าวกำลังงานของเครื่องสูบน้ำจะลดลงน้อยกว่ากำลังสามของอัตราการไหลที่ลดลงตามที่ทำนายโดยกฎความคล้าย ผลการวิเคราะห์ให้เส้นโค้งการเปลี่ยนแปลงของกำลังงานของเครื่องสูบน้ำตามอัตราการไหลซึ่งสามารถนำไปสร้างเป็นสูตรคำนวณกำลังงานของเครื่องสูบน้ำได้ สูตรที่ได้แสดงกำลังงานเป็นฟังก์ชันของอัตราการไหลและเสถียรภาพและมีพารามิเตอร์ 3 ตัวซึ่งขึ้นกับลักษณะ เฉพาะของเครื่องสูบน้ำ



รูปที่ 5 เปรียบเทียบเส้นโค้งประสิทธิภาพจากสมการ (14) (เส้นทึบ) กับเส้นโค้งประสิทธิภาพของผู้ผลิตเครื่องสูบน้ำ (จุดข้อมูล)

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Chantasiriwan, S. (2012). Energy Savings by Variable-speed Control of Commercial Pumps, paper presented in the 5th IASTED Asian Conference on Power and Energy Systems 2012, Phuket, Thailand.
- [2] Chantasiriwan, S. (2011) Energy saving in centrifugal pumps by impeller trimming, *KMUTT Research and Development Journal*, vol. 34(1), January – March 2011, pp. 3 – 18.
- [3] Chantasiriwan, S. (2009) A more accurate method of estimating energy saving by variable-speed control of centrifugal pump, *KMUTT*

Research and Development Journal, vol. 32(2-3), April – September 2009, pp. 203 – 210.

[4] Ulanicki, B., Kahler, J., and Coulbeck, B. (2008) Modeling the efficiency and power characteristics of a pump group, *Journal of Water Resources Planning and Management*, vol. 134(1), January 2008, pp. 88 – 93.